

Jiří Maršálek

# Návrh pohonu medometu

## Design of the Honey Extraction Device Drive

Bakalářská práce

Vedoucí práce: Ing. Jan Bajgar

Ostrava 2021

## **Anotace**

MARŠÁLEK, J. Návrh pohonu medometu. Ostrava: 2021. Bakalářská práce na VŠB – TUO, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů. Vedoucí práce Ing. Jan Bajgar.

Bakalářská práce se zabývá návrhem pohonu medometu. Úvod je zaměřen na princip fungování stroje a na popis hlavních částí pohonného mechanismu. První část se zabývá ostatními typy medometů a historií včelařství. Další část se zabývá výpočtem potřebného elektromotoru na základě zadaných údajů, návrhem geometrie šnekové převodovky, jejím pevnostním výpočtem a kontrolou ložisek. Poté práce pojednává o volbě vhodného zařízení pro regulaci otáček a volbě hřídelové spojky. Dále jsou navržena a zkontrolována spojení pomocí kolíku a tlakový spoj. Závěrečná část je věnována montáži tohoto pohonu na medomet a volbě maziva.

## **Annotation**

MARŠÁLEK, J. Honey extraction device drive desing. Ostrava: 2021. Bachelor's thesis on VŠB – TUO, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine parts and Mechanisms. Thesis supervisor Ing. Jan Bajgar.

The bachelor's thesis deals with the design of a honey extractor drive. The introduction is focused on the principle of operation of the machine and on the description of the main parts of the drive mechanism. The first part deals with other types of honeycombs and the history of beekeeping. The next part deals with the calculation of the required electric motor on the basis of the entered data, the design of the geometry of the worm gearbox, its strength calculation and inspection of bearings. Then the work deals with the selection of a suitable device for speed control and the selection of a shaft coupling. Then the pin connections and the pressure connection are designed and checked. The final part is devoted to the assembly of this drive on a honey extractor and the choice of lubricant.

## Přehled užitých značek a symbolů

$I_{celk}$  [ $kg \cdot mm^2$ ] – Moment setrvačnosti koše naplněného rámkou

$I_{rámek}$  [ $kg \cdot mm^2$ ] – Moment setrvačnosti rámkou

$I_{koš}$  [ $kg \cdot mm^2$ ] – Moment setrvačnosti koše

$n_{max}$  [ $ot \cdot min^{-1}$ ] – maximální otáčky na koši

$t$  [ $s$ ] – doba rozběhu do maximálních otáček na koši

$\omega_2$  [ $rad \cdot s^{-1}$ ] – úhlová rychlost na koši

$\varepsilon$  [ $rad \cdot s^{-2}$ ] – zrychlení koše

$M_{koš}$  [ $Nm$ ] – točivý moment potřebný k roztočení koše

$m_{koš}$  [ $kg$ ] – hmotnost koše

$m_{rámek}$  [ $kg$ ] – hmotnost rámkou naplněného medem

$m_{celk}$  [ $Nm$ ] – hmotnost koše naplněného rámkou

$G$  [ $N$ ] – síla působící na kluzné ložisko

$r$  [ $mm$ ] – poloměr hřídele koše

$M_T$  [ $Nm$ ] – moment čepového tření

$\mu$  [–] – součinitel smykového tření

$M_2$  [ $Nm$ ] – Celkový potřebný točivý moment pro roztočení koše

$M_{1před}$  [ $Nm$ ] – předběžná hodnota točivého momentu elektromotoru

$P$  [ $W$ ] – předběžný potřebný výkon elektromotoru

$i$  [–] – převodový poměr

$\eta_{před}$  [–] – předběžně volená účinnost převodovky

$\eta_c$  [–] – účinnost ložisek převodovky

$M_{jm}$  [ $Nm$ ] – jmenovitý točivý moment

$n$  [ $ot \cdot min^{-1}$ ] – jmenovité otáčky elektromotoru

$P_{jm}$  [ $kW$ ] – jmenovitý výkon elektromotoru

$I_m$  [ $kg \cdot m^2$ ] – moment setrvačnosti elektromotoru

$I_{red}$  [ $kg \cdot m^2$ ] – redukovaný moment setrvačnosti

$M_{red}$  [ $Nm$ ] – redukovaný točivý moment

$\omega_{KR}$  [ $rad \cdot s^{-1}$ ] – úhlová rychlost koše s rámkou

$\omega_K$  [ $rad \cdot s^{-1}$ ] – úhlová rychlost šnekového kola

$\omega_{\S} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$  – úhlová rychlost šneku  
 $\omega_M [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$  – úhlová rychlost elektromotoru  
 $\omega_{SP} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$  – úhlová rychlost hřídelové spojky  
 $\omega_1 [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$  – úhlová rychlost na elektromotoru  
 $I_{KR} [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$  – moment setrvačnosti koše s rámky  
 $I_K [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$  – moment setrvačnosti šnekového kola  
 $I_{\S} [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$  – moment setrvačnosti šneku  
 $I_M [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$  – moment setrvačnosti elektromotoru  
 $I_{SP} [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$  – moment setrvačnosti hřídelové spojky  
 $M_M [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$  – minimální potřebný točivý moment elektromotoru  
 $\eta_p [-]$  – skutečná účinnost převodovky  
 $\eta_m [-]$  – mechanická účinnost elektromotoru  
 $\eta_{celk} [-]$  – celková účinnost pohonu  
 $M_{max} [\text{Nm}]$  – maximální točivý moment elektromotoru  
 $\lambda_M [-]$  – momentová přetížitelnost elektromotoru  
 $M_{70\%} [\text{Nm}]$  – hodnota maximálního momentu elektromotoru ponížená o 30%  
 $M_{FM} [\text{Nm}]$  – moment motoru vlivem působení frekvenčního měniče při  $1400 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$   
 $z_1 [-]$  – počet chodů šneku  
 $z_2 [-]$  – počet zubů šnekového kola  
 $\alpha_n [^\circ]$  – úhel záběru  
 $q [-]$  – součinitel průměru šneku  
 $c [\text{MPa}]$  – materiálová konstanta pro šnek z oceli  
 $\psi_m [\text{mm}]$  – poměrná šířka ozubení šnekového kola  
 $M_{t2} [\text{Nm}]$  – točivý moment na výstupu z převodovky  
 $m_n [-]$  – modul šnekového ozubení  
 $d_{\S} [\text{mm}]$  – roztečná kružnice šneku  
 $d_k [\text{mm}]$  – roztečná kružnice šnekového kola  
 $\gamma [^\circ]$  – úhel stoupání  
 $a_w [\text{mm}]$  – valivá vzdálenost ozubení  
 $x_2 [\text{mm}]$  – korekce šnekového kola  
 $d_{a\S} [\text{mm}]$  – hlavová kružnice šneku  
 $d_{ak} [\text{mm}]$  – hlavová kružnice šnekového kola

$h_a^* [-]$  – koeficient výšky hlavy zubu  
 $d_{fš} [mm]$  – patní kružnice šneku  
 $d_{fk} [mm]$  – patní kružnice šnekového kola  
 $c^* [-]$  – hlavová vůle  
 $s_{nš} [mm]$  – patní kružnice šneku  
 $s_{nk} [mm]$  – patní kružnice šnekového kola  
 $l_š [mm]$  – minimální délka šneku  
 $b_k [mm]$  – šířka šnekového kola  
 $f [-]$  – součinitel tření bronz na ocel (mazáno)  
 $\varphi [^\circ]$  – třecí úhel  
 $F_{o1} [N]$  – obvodová síla šneku  
 $F_{a2} [N]$  – axiální síla šnekového kola  
 $F_{r1} [N]$  – radiální síla šneku  
 $F_{r2} [N]$  – radiální síla šnekového kola  
 $F_v [N]$  – výsledná síla  
 $k_0 [-]$  – součinitel doby běhu na ohyb  
 $k_{Mo1} [-]$  – součinitel materiálu šneku na ohyb  
 $r_{o1} [-]$  – rychlostní součinitel šneku pro ohyb  
 $\psi [^\circ]$  – poloviční vrcholový úhel  
 $b_o [mm]$  – délka oblouku patní kružnice kola omezeného účinnou šířkou ozubení  
 $P_{do1} [kg]$  – dovolené zatížení šneku na ohyb  
 $k_{Mo2} [-]$  – součinitel materiálu šnekového kola na ohyb  
 $r_{o2} [-]$  – rychlostní součinitel šnekového kola pro ohyb  
 $P_{do2} [kg]$  – dovolené zatížení šnekového kola na ohyb  
 $k_d [-]$  – součinitel doby běhu na otlačení  
 $k_{Md1} [-]$  – součinitel materiálu šneku na otlačení  
 $r_{d1} [-]$  – rychlostní součinitel šneku pro otlačení  
 $b_d [mm]$  – účinná šířka ozubení šnekového kola  
 $k_{Md2} [-]$  – součinitel materiálu šnekového kola na otlačení  
 $r_{d2} [-]$  – rychlostní součinitel šnekového kola pro otlačení  
 $v_2 [m \cdot s^{-1}]$  – obvodová rychlost šnekového kola  
 $N_D [kW]$  – dovolený výkon soukolí

$C$  [kN] – dynamická únosnost ložisek  
 $C_0$  [kN] – statická únosnost ložisek  
 $P_u$  [kN] – mezní únavové zatížení  
 $k_r$  [–] – výpočtový součinitel  
 $F_o$  [–] – výpočtový součinitel  
 $F$  [N] – dynamické ekvivalentní zatížení šneku  
 $X$  [–] – výpočtový koeficient  
 $Y$  [–] – výpočtový koeficient  
 $L_h$  [hod.] – životnost ložisek  
 $k$  [–] – součinitel bezpečnosti spoje  
 $f_s$  [–] – součinitel tření bronz na ocel (suché)  
 $p_{min}$  [MPa] – minimální tlak mezi hřídelem a nábojem  
 $d_1$  [mm] – průměr hřídele  
 $l$  [mm] – délka tlakového spoje  
 $C$  [–] – výpočtový součinitel  $C$   
 $\Delta d_{1min}$  [mm] – potřebný minimální přesah  
 $E_1$  [MPa] – modul pružnosti v tahu pro ocel  
 $E_2$  [MPa] – modul pružnosti v tahu pro bronz  
 $\mu_1$  [–] – poissonovo číslo pro ocel  
 $\mu_2$  [–] – poissonovo číslo pro bronz  
 $R_{aHR}$  [ $\mu m$ ] – drsnost povrchu hřídele  
 $R_{aN}$  [ $\mu m$ ] – drsnost povrchu náboje  
 $w$  [ $\mu m$ ] – stržená část přesahu při lisování  
 $\Delta d_{1celk}$  [ $\mu m$ ] – celkový nejmenší přesah  
 $p_{max}$  [MPa] – minimální tlak pro největší přesah  
 $\sigma_{dt}$  [MPa] – mez kluzu materiálu 42 3123  
 $d$  [mm] – průměr kolíku  
 $D$  [mm] – průměr hřídele koše  
 $\tau_s$  [MPa] – napětí ve střihu  
 $p_h$  [MPa] – tlak v oblině díry hřídele  
 $p_n$  [MPa] – tlak v oblině díry náboje  
 $D_1$  [mm] – průměr náboje

# Obsah

<b>1. Úvod .....</b>	<b>8</b>
<b>2. Princip funkce .....</b>	<b>9</b>
<b>3. Historie.....</b>	<b>10</b>
<b>4. Rozdělení a druhy medometů .....</b>	<b>11</b>
<b>5. Volba převodovky.....</b>	<b>13</b>
<b>6. Výpočet potřebného výkonu elektromotoru .....</b>	<b>15</b>
6.1 Výpočet momentu setrvačnosti .....	15
6.2 Výpočet točivého momentu koše naplněného rámkou .....	16
6.3 Výpočet momentu čepového tření.....	17
6.4 Předběžný výpočet potřebného výkonu elektromotoru .....	18
6.5 Volba elektromotoru.....	19
6.6 Kontrola zvoleného elektromotoru .....	20
6.7 Kontrola momentového přetížení motoru .....	23
<b>7. Regulace otáček.....</b>	<b>24</b>
7.1 Výpočet poklesu točivého momentu při použití frekvenčního měniče .....	24
7.2 Volba frekvenčního měniče .....	26
<b>8. Výpočet geometrie šnekového soukolí.....</b>	<b>27</b>
<b>9. Pevnostní kontrola ozubení .....</b>	<b>30</b>
9.1 Kontrola na ohyb .....	30
9.2 Kontrola na otláčení .....	31
9.3 Dovolенý výkon .....	32
<b>10. Výpočet životnosti ložisek .....</b>	<b>33</b>
<b>11. Tlakový spoj .....</b>	<b>34</b>
11.1 Návrh tlakového spoje.....	34
11.2 Pevnostní kontrola tlakového spoje .....	35
<b>12. Výpočet spojení pomocí kolíku .....</b>	<b>36</b>
<b>13. Pružná spojka.....</b>	<b>37</b>
<b>14. Umístění pohonu na medomet .....</b>	<b>38</b>
14.1 Konstrukce a uchycení převodové skříně .....	39
14.2 Volba maziva.....	40
<b>15. Závěr.....</b>	<b>41</b>
<b>16. Literatura .....</b>	<b>42</b>
<b>17. Seznam příloh .....</b>	<b>44</b>

# 1. Úvod

Úkolem této bakalářské práce je navrhnout elektrický pohon medometu, tedy stroje pro získání medu z pláství. Pohon bude navržen na vertikální nezvratný medomet, pro extrakci ze 4 kusů rámků.

Toto zařízení bude poháněno elektromotorem. Redukce otáček a požadovaného točivého momentu bude dosažena pomocí šnekové převodovky. Výhoda tohoto převodu spočívá v jeho bezúdržbovosti a kompaktních rozměrech při velkém převodovém poměru (například oproti převodu řemenem). Síly budou přenášeny z hřídele elektromotoru na koš rámků pomocí pružné spojky, která zajišťuje spolehlivý přenos s tlumením rázů a zároveň eliminuje případné vůle v přenosu. Samotný koš bude uložen v kluzném bronzovém ložisku. Toto nám zajistí hladší a efektivnější chod s nižšími odpory proti otáčení. Přenos točivého momentu z převodovky na koš bude realizován pomocí kolíku. Toto řešení zajistí jednoduché ale zároveň spolehlivé spojení. Největší výhoda ale spočívá ve snadné rozebíratelnosti. Koš je totiž potřeba vytahovat a čistit po každém stáčení.

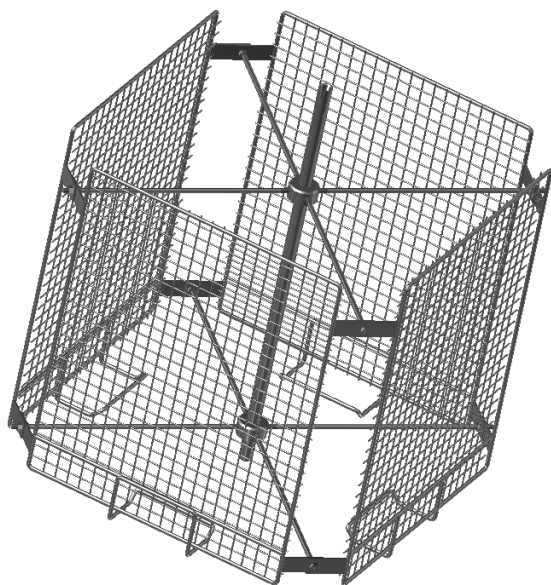
Při postupu návrhu pohonu musíme nejdříve zjistit, jaké odpory působí v celé sestavě. Zde je důležitý zejména odpor vzniklý vlivem setrvačnosti koše naplněného rámků. Po zjištění potřebného výkonu, s uvážením všech odporů, můžeme zvolit vhodný typ elektromotoru. Další postup návrhu spočívá ve volbě a následném navržení převodovky. Je zvolen šnekový převod. Je nutné vypočítat geometrii převodu dle navrženého modulu, poté se převod zkontroluje pevnostně, dle normy ČSN 01 4780. V převodovce se bude kontrolovat také životnost ložisek. Dále bude potřeba vyřešit uchycení těchto prvků k samotnému stroji. Je zvolena konstrukční varianta umístění elektromotoru s převodovkou do horní části stroje, nad víko. Zkontroluje se také přenos točivého momentu pomocí kolíku a tlakové spojení náboje ozubeného kola s hřídelem. Dále bude práce pojednávat o regulaci otáček za použití frekvenčního měniče a volbě vhodného typu spojky.

Na závěr se v mojí práci budu věnovat sestavným a výrobním výkresům vybraných dílů.



## 2. Princip funkce

Nejprve se rámky naplněné medem vloží do koše medometu (viz obr. 1: Koš). Tento koš je následně roztáčen a na med působí odstředivá síla. Ve chvíli, kdy je odstředivá síla větší, než třecí síla mezi medem a stěnami buněk rámků, dochází k odstředění medu. Takto odstředěný med se zachytává na stěně bubnu medometu (viz. obr.2: Buben), po které poté stéká na dno, kde je výpustí stáčen přes síto do sklenic či nádob.



Obrázek 1- Koš



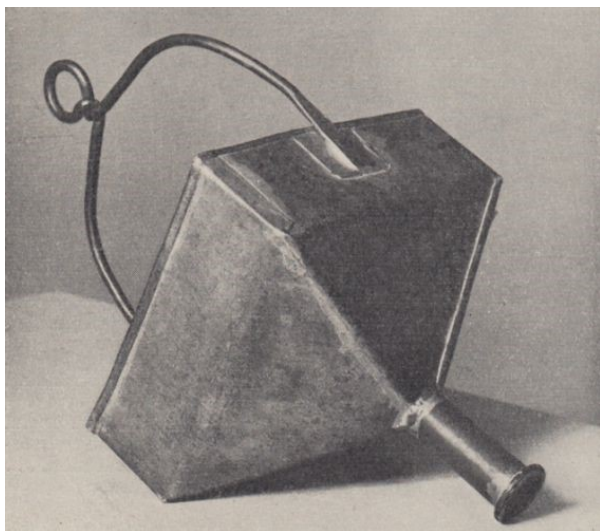
Obrázek 2- Buben

Při samotném stáčení je nutno začít při nízkých otáčkách, protože pokud bychom roztočili příliš rychle naplněný rámeček medu, mohlo by vlivem velké odstředivé síly dojít k porušení a roztržení buněk v rámečku. Proto je nutné začít při nízkých otáčkách, např. *100 ot/min* a postupně přidávat, dokud neodstředíme všechny med.

U tangenciálních medometů je také třeba zohlednit, že při stáčení se vždy odstřeďuje jen vnější strana rámečku. Pokud by se tedy stalo, že bychom stáčili příliš dlouho bez otočení rámečků, mohlo by dojít k protržení mezistěnky. Proto je tedy nutné dodržovat přesné časové intervaly dané v závislosti na otáčkách a velikosti rámečků.

### 3. Historie včelařství

Medomet vynalezl v roce 1865 voják a včelař Franz von Hruschka. Jeho vynález byl poprvé představen na 14. schůzi rakouských a německých včelařů v Brně. Dostal za něj od italských včelařů zlatou medaili.



*Obrázek 3- Model z roku 1865*



*Obrázek 4- Franz von Hruschka*

První medomety byly vyráběny ze dřeva, později se ale z hygienického hlediska začaly medomety vyrábět z plechu a později z nerezů.

Nutné je ovšem zmínit, jak se med z pláství získával před tímto vynálezem. Předtím byl med z plástů lisován, což mělo ale jednu obrovskou nevýhodu, plásty byly tímto postupem zničeny, a nedaly se znovu použít. Dále se dal med také nechat vykapat nebo se „vyžvýkával“.

## 4. Rozdělení a druhy medometů

Existuje mnoho typů medometů pro různá použití. Základní rozdělení je v typu pohonu. Medomet může být poháněn buď ručně, nebo pomocí elektromotoru.



Obrázek 5- Medomet s ručním pohonem



Obrázek 6- Medomet s elektrickým pohonem

**Ruční medomety** mají výhodu hlavně v jednoduchosti a v kompaktnějších rozměrech. Dají se snadno ovládat a jsou ideální volbou pro hobby včelaře (viz. obr.5).

**Elektricky poháněné medomety** najdou využití u profesionálních včelařů nebo velkochovů. Velkou výhodou je možnost automatizace celého procesu stáčení (viz. obr.6).

Elektricky poháněné medomety dále dělíme podle polohy bubnu na horizontální a vertikální.

**Horizontální medomety** nejsou v běžné praxi moc rozšířeny. Buben je uložen vodorovně se zemí. Má ale velké výhody u profesionálního použití. S jeho kapacitou i pro 200 kusů rámků se používá zejména ve výrobních linkách. Zpravidla bývá radiální (viz. obr.7).



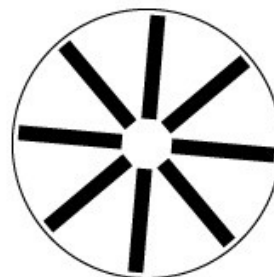
Obrázek 7- Horizontální medomet

**Vertikální medomety** jsou nejvíce používané. Buben je zde umístěn kolmo k zemi. Je praktičtější a účinnější než předchozí typ, dají se snadno přenášet a jsou lehčí s jednodušší konstrukcí. Nevýhoda může být v menší kapacitě pro stáčení, ovšem pro většinu včelařů je tento typ dostačující.

Dále můžeme vertikální medomety dělit podle uspořádání rámků na:

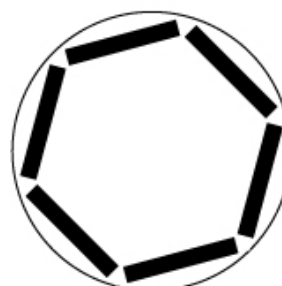
- Radiální
- Tangenciální
- Tangenciální zvrtný

U **radiálních medometů** se rámký vkládají takzvaně do hvězdy, tedy kolmo ke stěně bubnu. Tento typ umožňuje vytáčení většího množství rámků, ale zase je zde nižší účinnost například u tužšího medu (viz. obr.8).



Obrázek 8-Radiální medomet

**Tangenciální medomety** mají rámký uložené rovnoběžně na stěně. To sice znamená menší možný počet stáčených rámků, ale zase má tento typ opravdu jednoduchou konstrukci koše a je efektivnější oproti ostatním druhům (viz. obr.9).



Obrázek 9- Tangenciální medomet

**Tangenciální zvrtný medomet** dokáže sám otočit rámký medu vlivem změny směru otáček. Toto je velká výhoda, protože pro správné vytočení veškerého medu je nezbytné, aby se rámký v průběhu stáčení obracely. U nezvrtného medometu je potřeba v průběhu stáčení rámký otáčet ručně (viz. obr.10).

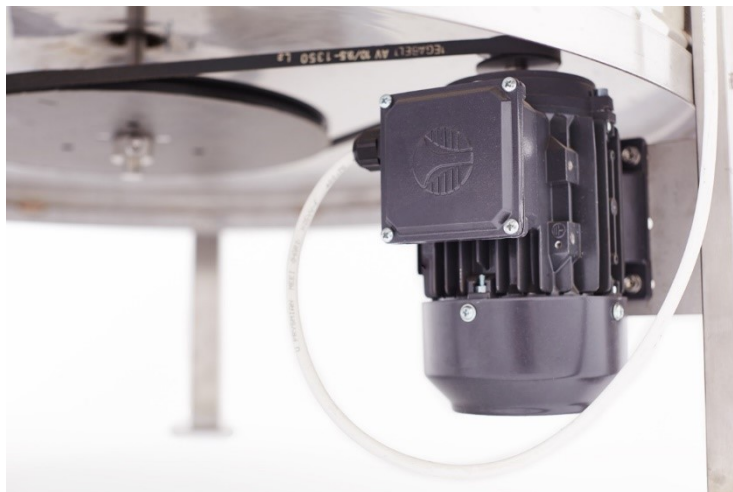


Obrázek 10- Tangenciální zvrtný medomet

## 5. Volba převodovky

U medometů poháněných elektromotorem je několik možností volby převodu.

Může to být například převod řemenem (viz. obr. 11). Ten bývá většinou umístěn pod bubnem medometu, což ale nevyhovuje mému konceptu s motorem umístěným na nosníku mezi horními víky. Výhodou může být tichý chod nebo jednodušší konstrukce převodu. Při větších převodových poměrech ovšem přestává být tohle řešení kompaktní, což je u medometu třeba. Dále je zde také nutné vyřešit napínání řemene.



Obrázek 11- Převod řemenem

Další variantou může být převod čelními ozubenými koly, při kterém je elektromotor umístěn v ose koše, připevněn na převodovce (viz. obr.12). Tato koncepce tedy uvažuje o umístění pohonu na nosník nahoru, ovšem je zde třeba použití alespoň tří ozubených kol k dosažení potřebného převodového poměru. Navíc je potřeba použít motor, který po připevnění nebude zavazet při manipulaci s rámkou. Toto řešení je tedy poměrně složité.



Obrázek 12- Převod čelním ozubenými koly

Jako poslední možnost se nabízí převod šnekovou převodovkou (viz. obr.13). Zde je také dodržena podmínka pro umístění pohonu v horní části stroje. Díky přenosu točivého momentu kolmo na osu elektromotoru je možno připevnit samotný motor jednoduše na nosník. Šnekový převod je zároveň velmi vhodný pro použití na větší převodové poměry, protože si i tak zachová kompaktní rozměry.



*Obrázek 13- Šnekový převod*

Na základě těchto informací volím šnekový převod.

## 6. Výpočet potřebného výkonu elektromotoru

Pro správnou volbu elektromotoru je třeba znát potřebný výkon. Elektromotory s malým výkonem by nedokázaly uvést stroj do potřebných otáček, za potřebný čas. Naopak příliš výkonné elektromotory by znamenaly zbytečně předimenzovaný pohon, toto by se poté promítlo hlavně na ceně celého stroje.

K výpočtu potřebného výkonu je třeba znát celkový moment setrvačnosti. Ten je získán jako celkový součet dílčích momentů setrvačnosti všech uvažovaných částí pro tento výpočet, které konají rotační pohyb. Je zde tedy moment setrvačnosti koše a moment setrvačnosti rámků naplněného medem (zbylé momenty setrvačnosti buď zatím nejsou známy nebo jsou zanedbány).

Pro určení potřebného kroutícího momentu je potřeba znát úhlovou rychlost, na základě požadovaných otáček času rozběhu.

### 6.1 Výpočet momentu setrvačnosti

Moment setrvačnosti koše i rámků naplněného medem lze jednoduše určit pomocí programu AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL 2018. V tomto programu byl namodelován nejprve koš na rámků.

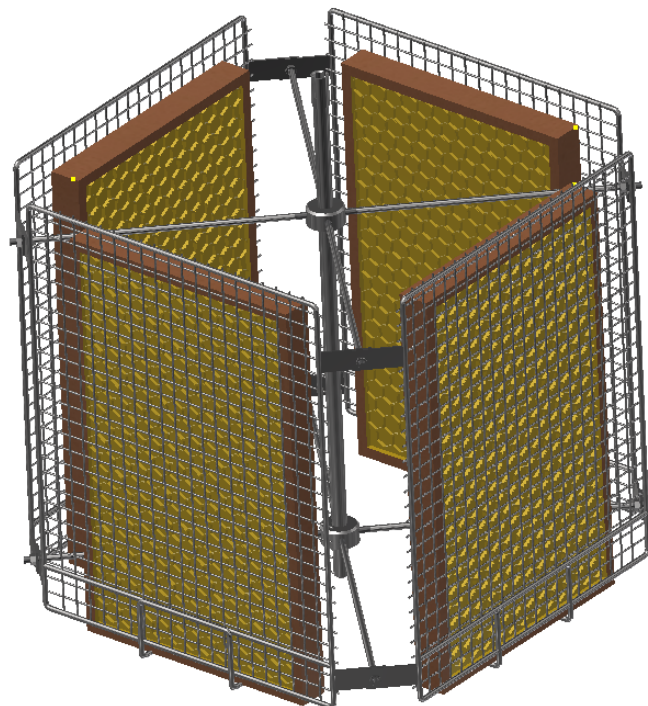
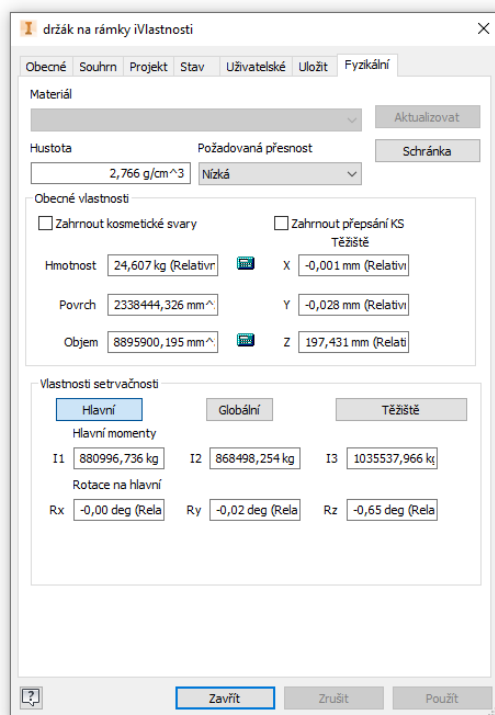
Dále byl navržen a namodelován samotný rámeček. Existuje několik druhů normalizovaných rámků. Jsou označovány jako tzv. *rámkové míry*. Tato míra se určuje na stlučeném rámku a vždy se měří vnější rozměr. Na tuzemském trhu je nejpoužívanější mírou Adamcův rámeček (24x39 cm). Ten jsem se rozhodl použít. Ovšem pro univerzálnost samotného medometu byl koš vymodelován větší, tak aby bylo možné stáčení ostatních, větších rozměrů (např. Tachov, Optimal, Langstroth).

Součástí lze po přidělení materiálu vyčíslit jednotlivé momenty setrvačnosti vzhledem k ose otáčení.

Celkový moment je tedy součet dílčích momentů. Byla vytvořena sestava (viz. obr.14), kde se do koše vložily samotné rámků a program vypočítal součet těchto momentů setrvačnosti vzhledem k ose otáčení.

$$I_{celk} = I_{ramek} + I_{koš} = 1035536,9 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \quad (1)$$





Obr. 14- moment setrvačnosti koše

## 6.2 Výpočet točivého momentu koše naplněného rámký

Jako optimální doba rozběhu pro medometry určené k domácímu použití je volena hodnota  $t = 6$  s, která zároveň neklade příliš vysoké nároky na pohon. Otáčky jsou opět voleny podle průměrné hodnoty, na které pracuje většina dostupných medometů.

$$- \text{volím } n_{\max} = 200 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}, t = 6 \text{ s}$$

Nejprve je určena úhlová rychlost

$$\omega_2 = 2 \cdot \pi \cdot n_{\max} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{200}{60} = 20,94 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2)$$

Poté zrychlení

$$\varepsilon = \frac{\omega_2}{t} = \frac{20,94}{6} = 3,49 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (3)$$

Výsledek dosazen do rovnice pro výpočet točivého momentu

$$M_{\text{koš}} = I_{\text{celk}} \cdot \varepsilon = 1,0355369 \cdot 3,49 = 3,61 \text{ Nm} \quad (4)$$



### 6.3 Výpočet momentu čepového tření

Jelikož je koš, nesoucí rámky, ve spodní části uložen v kluzném ložisku, je třeba zohlednit tření vzniklé rotací. Nazývá se čepové tření a je to odpor proti otáčení hřídele v kluzném ložisku.

Pro výpočet tohoto momentu musíme znát hodnotu součinitele tření. Pokud je ložisko mazáno, součinitel čepového tření nebude nabývat hodnot větších než  $\mu = 0,2$ . Díky tomu lze výpočet zjednodušit, a použít rovnici:  $M_T = G \cdot r \cdot \mu$ .

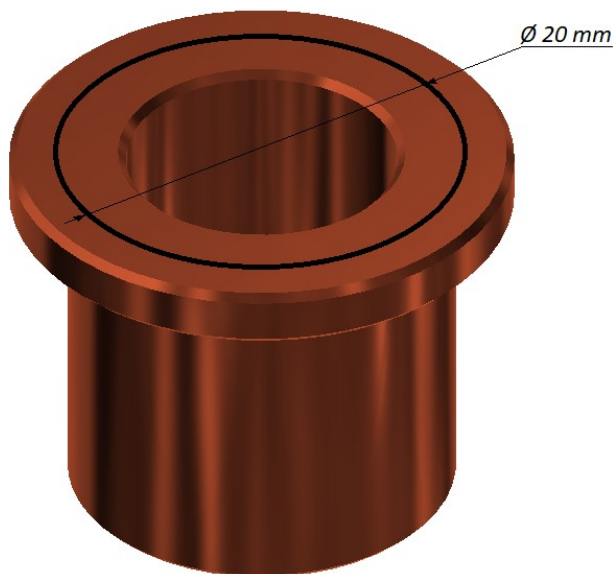
G je síla, která působí na kluzné ložisko. V našem případě hmotnost koše s rámky vynásobená gravitačním zrychlením.

$$m_{celk} = m_{koš} + 4 \cdot m_{rámek} = 4,85 + 4 \cdot 5 = \mathbf{24,85 \text{ kg}} \quad (5)$$

$$G = m_{celk} \cdot g = 24,85 \cdot 9,81 = \mathbf{243,8 \text{ N}} \quad (6)$$

Hodnota r je rameno, na kterém působí třecí síla. Protože je koš uložen na přírubě bronzového pouzdra, ve výpočtu bude použit střední průměr této příruby (obr.15). Součinitel smykového tření  $\mu$  pro případ bronz na ocel je 0,15, viz.[7].

$$M_T = G \cdot r \cdot \mu = 243,8 \cdot 0,010 \cdot 0,15 = \mathbf{0,366 \text{ Nm}} \quad (7)$$



Obrázek 15 - Bronzové pouzdro

## 6.4 Předběžný výpočet potřebného výkonu elektromotoru

Aby mohl být zvolen správný elektromotor, je třeba nejdříve vypočítat předběžný potřebný výkon. Podle toho následně předběžně navrhnout vhodný elektromotor. Parametry tohoto elektromotoru se použijí při výpočtu šnekového převodu, viz. kapitola 9. Pevnostní kontrola ozubení.

Po navrhnutí převodovky se znovu přepočítá potřebný výkon elektromotoru, tentokrát už se zahrnutím účinnosti v převodovce, viz. kapitola 6.6. Kontrola zvoleného elektromotoru.

Pro zjištění potřebného výkonu elektromotoru je potřeba zjistit celkový potřebný krouticí moment. Ten se získá sečtením všech uvažovaných momentů, které působí na sestavu ( $M_{koš}$  a  $M_T$ ).

$$M_2 = M_{koš} + M_T = 3,61 + 0,366 = \mathbf{3,98 Nm} \quad (8)$$

Celkový točivý moment je nutno ještě vynásobit převodovým poměrem a také je nutné zohlednit předběžnou účinnost voleného převodu (šnekový převod) a ztráty v ložiscích.

*volena průměrná předběžná účinnost šnekového převodu  $\eta_{před} = 0,5$*

*předběžně volen převodový poměr  $i = 10$*

$$M_{1před} = \frac{1}{i} \cdot \frac{M_2}{\eta_{před} \cdot \eta_c^2} = \frac{1}{10} \cdot \frac{3,98}{0,5 \cdot 0,99^2} = \mathbf{0,812 Nm} \quad (9)$$

$$P = M_{1před} \cdot \omega_2 \cdot i = 0,812 \cdot 20,94 \cdot 10 = \mathbf{170,03 W} \quad (10)$$

## 6.5 Volba elektromotoru

Z výpočtů vychází, že je potřeba elektromotor o výkonu alespoň 170,03 W, pro uvedení medometu do pohybu s požadovaným zrychlením.

Elektromotory se dělí na tři základní typy:

- Asynchronní motory
- Synchronní motory
- Stejnosměrné motory

V tomto případě nejvíce vyhovuje Asynchronní trojfázový elektromotor. Tento typ motoru je nejpoužívanější, protože je jednoduchý, bezúdržbový a ekonomický.

Je zvolen elektromotor **1AL63S-2, 0,18 kW** od firmy VYBO Electric a.s. (viz. Obr.16). Tento elektromotor má optimální výkon a výstupní otáčky ( $2800 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ ). Je dostupný v několika variantách montážních provedení, viz. [8]. Z konstrukčního hlediska voleno provedení patkové.

Jmenovitý točivý moment $M_{jm}$	Jmenovité otáčky $n$	Jmenovitý výkon $P_{jm}$	Moment setrvačnosti $I_m$
0,61 Nm	$2800 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$	0,18 kW	$0,00055 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$



Obr. 16 - elektromotor 1AL63S-2

## 6.6 Kontrola zvoleného elektromotoru

V předchozí kapitole byl zvolen elektromotor na základě vstupních požadavků a podmínek. Nyní je ale třeba provést kontrolu, zda tento elektromotor bude vyhovovat i po zahrnutí všech odporů a účinností. Je zde tedy nutno zahrnout skutečnou účinnost převodovky, která je větší než teoretická, se kterou bylo počítáno původně. Na druhou stranu zde ale budou zahrnuty i ztráty v převodovce a účinnost elektromotoru.

Výpočet bude proveden pomocí metody redukce. Ta spočívá v nahrazení celé soustavy redukovanou (fiktivní) soustavou. Pohybová rovnice pro redukovanou soustavu má následující tvar:

$$I_{red} \cdot \varepsilon = M_{red} \quad (11)$$

Stanovení obvodové rychlosti koše a motoru.

$$\omega_{KR} = \omega_K = \omega_2 \quad (12)$$

$$\omega_{\xi} = \omega_M = \omega_{SP} = \omega_1 \quad (13)$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \rightarrow \omega_1 = \omega_2 \cdot i \quad (14)$$

$$\frac{1}{2} I_{red} \cdot \omega_{KR}^2 = \frac{1}{2} I_{KR} \cdot \omega_{KR}^2 + \frac{1}{2} I_K \cdot \omega_K^2 + \frac{1}{2} I_{\xi} \cdot \omega_{\xi}^2 + \frac{1}{2} I_M \cdot \omega_M^2 + \frac{1}{2} I_{SP} \cdot \omega_{SP}^2 \quad (15)$$

$$\frac{1}{2} I_{red} \cdot \omega_2^2 = \frac{1}{2} I_{KR} \cdot \omega_2^2 + \frac{1}{2} I_K \cdot \omega_2^2 + \frac{1}{2} I_{\xi} \cdot \omega_2^2 \cdot i^2 + \frac{1}{2} I_M \cdot \omega_2^2 \cdot i^2 + \frac{1}{2} I_{SP} \cdot \omega_2^2 \cdot i^2 \quad (16)$$

Po úpravě vzorce je zjištěn vztah pro výpočet redukováného momentu setrvačnosti celé soustavy

$$I_{red} = I_{KR} + I_K + I_{\xi} \cdot i^2 + I_M \cdot i^2 + I_{SP} \cdot i^2 \quad (17)$$

Dále upraven vzorec pro redukováný moment

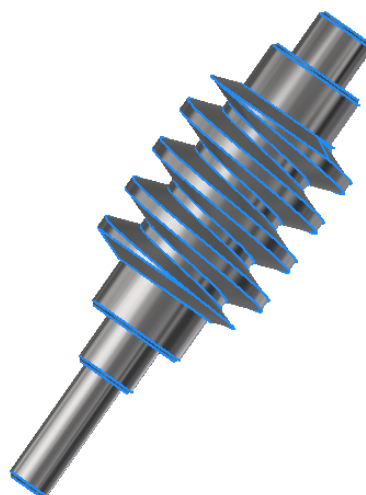
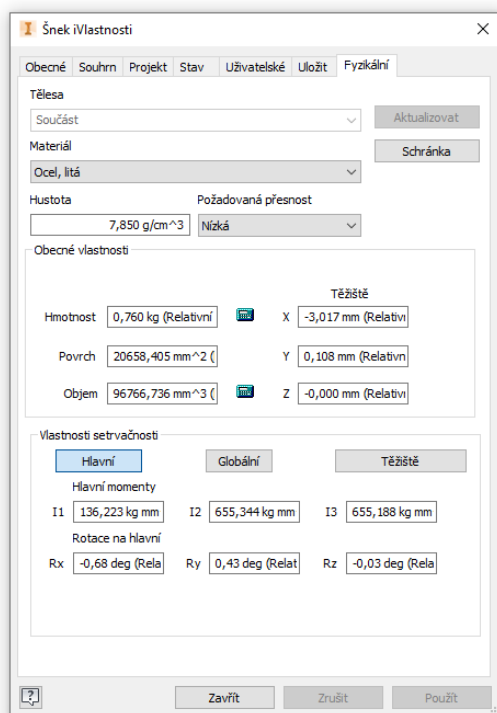
$$M_{red} \cdot \omega_2 = -M_T \cdot \omega_2 + M_M \cdot \omega_1 \cdot i \quad (18)$$

$$M_{red} = M_M \cdot i - M_T \quad (19)$$

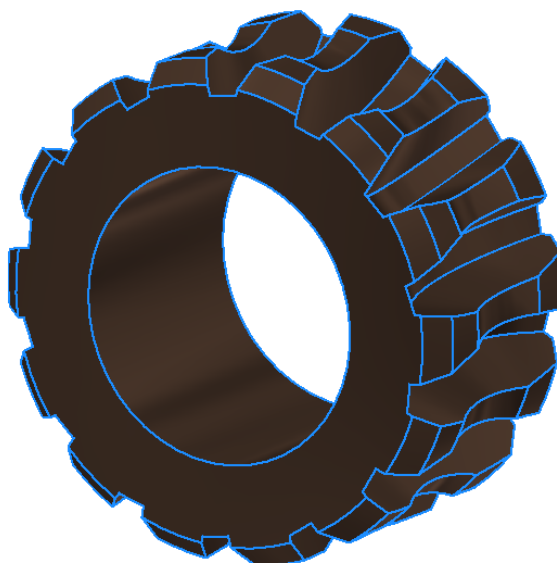
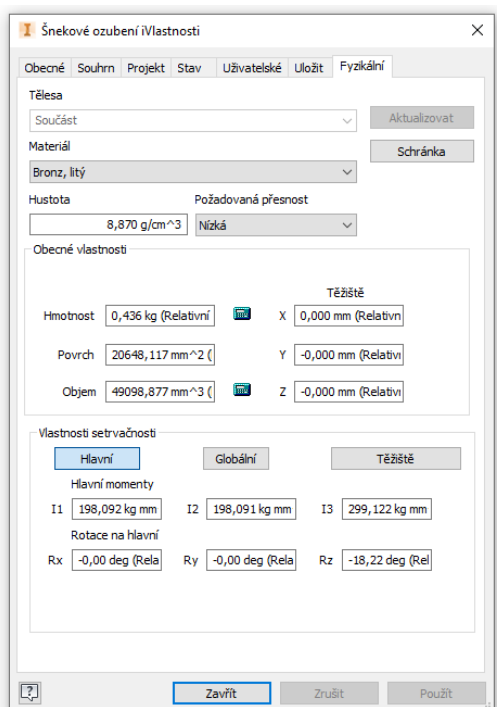
Získaný výsledný vztah pro výpočet minimálního točivého momentu na hřídeli elektromotoru

$$(I_{KR} + I_K + I_{\xi} \cdot i^2 + I_M \cdot i^2 + I_{SP} \cdot i^2) \cdot \varepsilon = M_M \cdot i - M_T \quad (20)$$

V tomto vztahu figuruje mnoho hodnot momentů setrvačnosti. Hodnota koše naplněného rámků byla zjištěna v kapitole 5.1: *Výpočet momentu setrvačnosti*. Hodnoty momentů setrvačnosti šneku a šnekového kola byly určeny stejným způsobem, pomocí programu Autodesk Inventor 2018, viz. *Obrázek 17 a Obrázek 18*.



Obrázek 17- Určení momentu setrvačnosti šneku



Obrázek 18- Určení momentu setrvačnosti šnekového kola

Moment setrvačnosti motoru udává [8]. Setrvačnost spojky viz. [9].

$$M_M = \frac{(I_{KR} + I_K + I_S \cdot i^2 + I_M \cdot i^2 + I_{SP} \cdot i^2) \cdot \varepsilon + M_T}{i} \cdot \frac{1}{\eta_{celk}} \quad (21)$$

$\eta_c$  je celková účinnost mechanismu. Je zde zohledněna účinnost převodovky vyřešená viz. kapitola 6: *Výpočet geometrie šnekového soukolí* a účinnost elektromotoru. Tato účinnost je dána mechanickými ztrátami. To jsou například ztráty v ložiscích uvnitř elektromotoru, v těsnění, nebo ventilační ztráty. Bohužel se nepodařilo dohledat přesnou hodnotu u zvoleného elektromotoru, nicméně, viz [10] tyto hodnoty se u běžných elektromotorů pohybují okolo 0,5 – 2 %. Z toho důvodu je volena mechanická účinnost motoru  $\eta_m = 99 \%$ .

$$\eta_{celk} = \eta_p \cdot \eta_m \cdot \eta_c = 0,789 \cdot 0,99 \cdot 0,99^2 = \mathbf{0,766[-]} \quad (22)$$

$$M_M = \frac{(1,0355369 + 2,99122 \cdot 10^{-4} + 1,37428 \cdot 10^{-4} \cdot 14^2 + 5,5 \cdot 10^{-4} \cdot 14^2 + 7,9 \cdot 10^{-8} \cdot 14^2) \cdot 3,49 + 0,366}{14} \cdot \frac{1}{0,766} \quad (23)$$

$$\mathbf{M_M = 0,415 Nm}$$

Výpočtem bylo zjištěno, že skutečný minimální moment je  $M_M = 0,415 Nm$ . Tato hodnota je nižší, než jmenovitý točivý moment elektromotoru  $M_{jm} = 0,61 Nm$ . Elektromotor není poddimenzovaný-je tedy možné dosáhnout požadovaných otáček v zadaném čase, ale zároveň není ani extrémně předimenzovaný, což by mělo vliv na jeho cenu, velikost apod.

## 6.7. Kontrola momentového přetížení motoru

Při kontrole momentového přetížení je třeba dodržet rezervu 30 % od momentu zvratu, což je maximální moment motoru. Tato hodnota se pak porovná s výstupním momentem na hřídeli elektromotoru.

$\lambda_M$  je momentová přetížitelnost. Lze ji určit ze vztahu  $\lambda_M = \frac{M_{max}}{M_{jm}}$ . Někteří výrobci ale tuto hodnotu uvádějí v katalogu daného elektromotoru. Bohužel, pro zvolený elektromotor se nepodařilo tuto hodnotu dohledat. Ovšem pro motor stejných parametrů, ale jiného výrobce je  $\lambda_M$  rovna viz. [6]. Pro výpočet tedy bude uvažována.

$$M_{max} = \lambda_M \cdot M_{jm} = 1,9 \cdot 0,61 = \mathbf{1,159 Nm} \quad (24)$$

Tato hodnota je tedy snížena o 30%

$$M_{70\%} = M_{max} \cdot 0,7 = 1,159 \cdot 0,7 = \mathbf{0,811 Nm} \quad (25)$$

$M_{70\%} = 0,811 Nm$  je větší než  $M_{jm} = 0,61 Nm$ . To znamená že elektromotor vyhovuje na momentové přetížení.

Tato kontrola ale není zcela nutná. Vypočítaný maximální točivý moment je  $M_M = 0,415 Nm$ . To znamená, že elektromotor se teoreticky nikdy nedostane nad jmenovitý moment  $M_{jm} = 0,61 Nm$ .

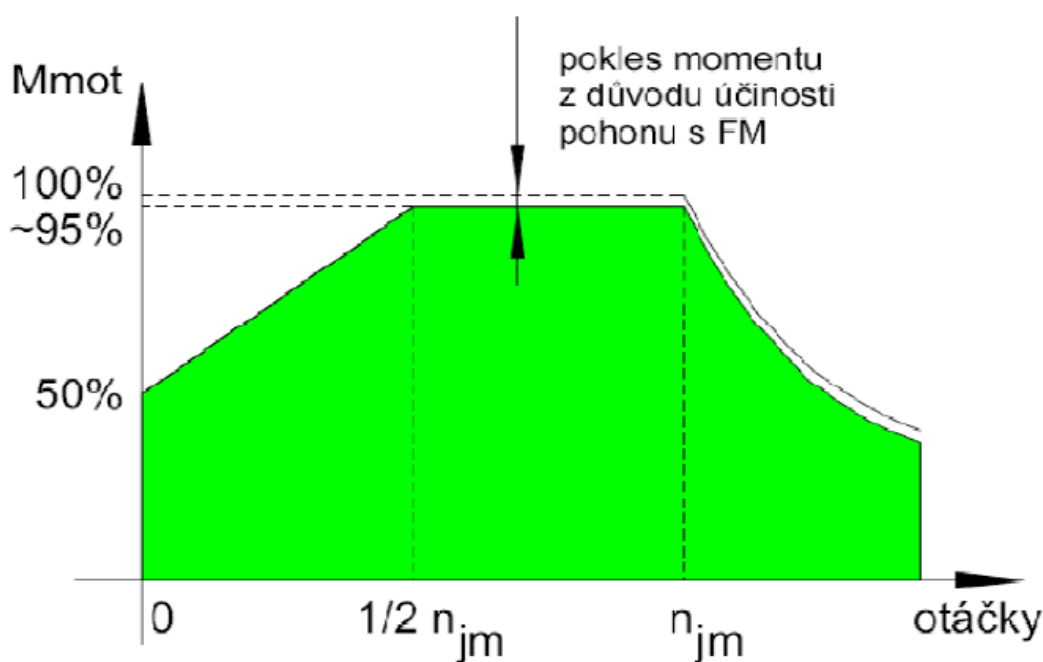
## 7. Regulace otáček

Jak bylo zmíněno v kapitole 2. *Princip funkce*, počet otáček koše za minutu je potřeba v průběhu procesu stáčení upravovat. V tomto případě od 100 ot/min do 200 ot/min .

Pro dosažení nejlepších výsledků při stáčení medu je vhodné použít plynulé změny otáček. Toto může být dosaženo například regulátorem otáček. Ten ovšem při regulaci značně mění výkon motoru, takže by se mohlo stát, že by se při nízkých otáčkách mechanismus neroztočil.

### 7.1 Výpočet poklesu točivého momentu při použití frekvenčního měniče

Ideální volbou je tedy použití frekvenčního měniče. Toto zařízení také mění točivý moment elektromotoru, ale závisí zde na velikosti změny otáček. V případě, kdy jsou otáčky vlivem frekvenčního měniče regulovány do poloviny celkových otáček, klesá točivý moment jen o zhruba 5 %. Jakmile jsou otáčky regulovány o více než polovinu, točivý moment klesá lineárně (viz. obr.19).



Obrázek 19- Vliv Frekvenčního měniče na točivý moment elektromotoru

Největší moment je potřeba během zrychlování. Na ustálených otáčkách je odpor proti pohybu značně menší. Když se tedy zařízení uvede do pohybu, bude dle Obrázku 18 hodnota točivého momentu rovna 50 %. To znamená  $m_{jm} \cdot 0,5 = 0,61 \cdot 0,5 = 0,305$ . Tato hodnota ale není větší než minimální požadovaná hodnota točivého momentu elektromotoru  $M_M = 0,415 Nm$ .



Při rozbíhání zařízení tedy nebude k dispozici dostatek točivého momentu pro dosažení požadovaných otáček za stanovený čas. Nicméně pokles momentu oproti požadované hodnotě činní zhruba 23,5 %. Moment však konstantně roste a těsně pod  $\frac{1}{2} n_{jm}$  tento nedostatek mizí.

Pro dosažení požadovaného točivého momentu v celém rozsahu otáček by musel být zvolen elektromotor s vyšším jmenovitým točivým momentem, což by však mělo za následek jeho naddimenzování v oblasti nad  $\frac{1}{2} n_{jm}$ , proto je volba tohoto motoru považována za vhodný kompromis.

Přesto bude ještě zjištěn pokles výkonu v minimálních pracovních otáčkách, to znamená při 100 *ot/min* koše.

Pro výpočet poklesu výkonu vlivem frekvenčního měniče potřebujeme znát vstupní hodnoty elektromotoru a převodový poměr.

Elektromotor má výstupní otáčky 2800 *ot/min*, převodový poměr  $i = \frac{1}{14}$ . Na výstupu z převodovky je tedy 200 *ot/min*. Pro dosažení 100 *ot/min* na koši medometu je potřeba mít výstupní otáčky elektromotoru 1400 *ot/min*. To je přesně polovina jmenovitých otáček. To znamená, že v tomto případě neklesne točivý moment motoru o více než 5 %.

Pro úplnou kontrolu bude ještě odečteno 5 % od udávaného momentu elektromotoru a tato hodnota se porovná s potřebným točivým momentem spočítaným v kapitole 6.6 *Kontrola zvoleného motoru*.

$$M_{FM} = M_{jm} \cdot 0,95 = 0,61 \cdot 0,95 = \mathbf{0,5795 \text{ Nm}} \quad (26)$$

$$M_{FM} > M_M = 0,5795 \text{ Nm} > 0,415 \text{ Nm} \quad (27)$$

Při minimálních pracovních otáčkách hodnota točivého momentu neklesne pod minimální potřebnou hodnotu. Použití frekvenčního měniče bude tedy bez problémů.

## 7.2 Volba frekvenčního měniče

Výkon zvoleného elektromotoru je  $P_{jm} = 0,18 \text{ kW}$ , je tedy nutné použít frekvenční měnič o výkonu alespoň  $0,18 \text{ kW}$ .

Je zvolen frekvenční měnič:  $0,4 \text{ kW STANDART A550-2S0004-230V}$  (obr.20).



Obrázek 20- Frekvenční měnič A550-2S0004

## 8. Výpočet geometrie šnekového soukolí

Výpočet geometrie začne zjištěním vhodného modulu ozubení pomocí Bachova vzorce. Vzhledem k tomu, že je potřeba tento převod sestavit co nejmenší, z důvodu úspory místa na medometu, bude volen jednoduchý šnek ( $z_1 = 1$ ). Toto umožňuje zkonstruovat převodovku s menším průměrem šnekového kola. Soukolí je smíšené (válcový šnek a globoidní šnekové kolo).

Dále je dle [4] určen úhel záběru  $\alpha_n = 20^\circ$ , součinitel průměru šneku  $q = 10 [-]$ , materiálová konstanta pro šnek z oceli  $c = 7,5 \text{ MPa}$ , poměrná šířka ozubení věnce šnekového kola  $\psi_m = 10$ .

$$z_2 = \frac{i}{z_1} = \frac{14}{1} = \mathbf{14} [-] \quad (28)$$

$$M_{jm} = \frac{P_{jm}}{\omega} = \frac{60 \cdot 180}{2 \cdot \pi \cdot 2800} = \mathbf{0,61 \text{ Nm}} \quad (29)$$

$$M_{t2} = M_{jm} \cdot i \cdot \eta_p = 0,61 \cdot 14 \cdot 0,789 = \mathbf{6,738 \text{ Nm}} \quad (30)$$

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{t2} \cdot \eta_p}{\pi \cdot c \cdot \psi_m \cdot z_1}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 6738 \cdot 0,789}{\pi \cdot 7,5 \cdot 10 \cdot 1}} = \mathbf{3,55} \quad (31)$$

Zvolen vyšší normalizovaný modul = **4**.

Výpočet roztečných kružnic:

$$d_s = q \cdot m_n = 10 \cdot 4 = \mathbf{40 \text{ mm}} \quad (32)$$

$$d_k = \frac{z_2 \cdot m_n}{\cos(\gamma)} = \frac{14 \cdot 4}{\cos(5,73917)} = \mathbf{56,28 \text{ mm}} \quad (33)$$

$$\sin(\gamma) = \frac{z_1}{q} = \frac{1}{10} \quad (34)$$

$$\gamma = \mathbf{5,753917^\circ}$$

Valivá vzdálenost ozubení:

$$a_w = \frac{d_s + d_k}{2} = \frac{40 + 56,28}{2} = \mathbf{48,14 \text{ mm}} \quad (35)$$

Tento rozměr je zaokrouhlen na **50 mm** vzhledem ke snadnější výrobě převodové skříně. Dále je provedena korekce. Ta se provádí pouze u šnekového kola, protože samotné šneky jsou vyráběny v normalizovaných řadách.

$$a_w = \frac{d_s + d_k}{2} + m_n \cdot x_2 \quad (36)$$

$$x_2 = \frac{a_w - 0,5 \cdot (d_s + d_k)}{m_n} = \frac{50 - 0,5 \cdot (40 + 56,28)}{4} = \mathbf{0,465 \text{ mm}} \quad (37)$$

Hlavová kružnice:

$$d_{a_s} = d_s + 2 \cdot m_n \cdot h_a^* = 40 + 2 \cdot 4 \cdot 1 = \mathbf{48 \text{ mm}} \quad (38)$$

$$d_{a_k} = d_k + 2 \cdot m_n \cdot h_a^* + 2 \cdot x_2 \cdot m_n = 56,28 + 2 \cdot 4 \cdot 1 + 2 \cdot 0,465 \cdot 4 = \mathbf{68 \text{ mm}} \quad (39)$$

Kde  $h_a^*$  je koeficient výšky hlavy zubu

Patní kružnice:

$$d_{f_s} = d_s - 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m_n = 40 - 2 \cdot (1 + 0,25) \cdot 4 = \mathbf{30 \text{ mm}} \quad (40)$$

$$d_{f_k} = d_k - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x_2) \cdot m_n = 56,28 - 2 \cdot (1 + 0,25 - 0,465) \cdot 4 = \mathbf{50 \text{ mm}} \quad (41)$$

Tloušťka zubů na roztečné kružnici:

$$s_{n_s} = 0,5 \cdot \pi \cdot m_n = 0,5 \cdot \pi \cdot 4 = \mathbf{6,283 \text{ mm}} \quad (42)$$

$$s_{n_k} = 0,5 \cdot \pi \cdot m_n + 2 \cdot x_2 \cdot m_n \cdot \operatorname{tg}(\alpha_n) = 0,5 \cdot \pi \cdot 4 + 2 \cdot 0,465 \cdot 4 \cdot \operatorname{tg}(20) = \mathbf{7,637 \text{ mm}} \quad (43)$$

Minimální délka šneku:

$$l_s = (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m_n = (12,5 + 0,09 \cdot 14) \cdot 4 = \mathbf{55,04 \text{ mm}} \quad (44)$$

Hodnota zaokrouhlena na **56 mm**.

Šířka šnekového kola:

$$b_k = 0,67 \cdot \left(1 + \frac{2}{q}\right) \cdot d_s = 0,67 \cdot \left(1 + \frac{2}{10}\right) \cdot 40 = \mathbf{32,16 \text{ mm}} \quad (45)$$

Hodnota zaokrouhlena na **34 mm**.

Třecí úhel:

Zde uvažujeme součinitel tření  $f = 0,025 [-]$

$$\operatorname{tg}(\varphi) = \frac{f}{\cos(\alpha_n)} = \frac{0,025}{\cos(20)} \quad (46)$$

$$\varphi = \mathbf{1,52396} [-]$$

Účinnost převodovky:

$$\eta_p = \frac{\operatorname{tg}(\gamma)}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg}(5,73917)}{\operatorname{tg}(5,73917 + 1,52396)} = \mathbf{0,789 \rightarrow 78,9\%} \quad (47)$$

**Síly v ozubení:**

Obvodová síla šneku:

$$F_{o1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot M_{jm}}{d_{\xi}} = \frac{2 \cdot 610}{40} = \mathbf{30,5 \text{ N}} \quad (48)$$

Obvodová síla šnekového kola:

$$F_{o2} = F_{a1} = \frac{F_{o1}}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} = \frac{30,5}{\operatorname{tg}(5,73917 + 1,52396)} = \mathbf{189,4 \text{ N}} \quad (49)$$

Radiální síla šneku:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{o2} \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha_n) \cdot \cos(\varphi)}{\cos(\gamma + \varphi)} = 189,4 \cdot \frac{\operatorname{tg}(20) \cdot \cos(1,52396)}{\cos(5,73917 + 1,52396)} = \mathbf{69,5 \text{ N}} \quad (50)$$

$$F_v = \sqrt{F_{o2}^2 + F_{r2}^2} = \sqrt{189,4^2 + 69,5^2} = \mathbf{201,75 \text{ N}} \quad (51)$$

## 9. Pevnostní kontrola ozubení

Výpočet je proveden dle normy ČSN 01 4780 – Směrnice pro výpočet šnekových soukolí, viz. [5].

Při výpočtu ověříme, zda bude navrhnuté soukolí pracovat za přiměřeného zatížení, při zadané denní době běhu, bez komplikací a poruch a s co nejmenším opotřebením.

Je nutné určit denní dobu běhu. Tento medomet bude používán **3x ročně, po dobu 2 hodin**. Záleží na konkrétním včelaři a na množství včelstev, avšak tyto hodnoty by měly odpovídat běžnému hobby včelaření.

### 9.1 Kontrola na ohyb:

Šnekové kolo:

*součinitel doby běhu na ohyb*  $k_0 = 0,64 [-]$

*součinitel materiálu na ohyb*  $k_{Mo2} = 6,2 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$

*rychlostní součinitel pro ohyb*  $r_{o2} = 0,37 [-]$

$$\cos \psi = \frac{d_{\text{š}}}{d_{\text{aš}}} = \frac{40}{48} = \mathbf{0,8333} [-] \quad (52)$$
$$\psi = \mathbf{33,5576^\circ}$$

$$\text{arc } \psi = \frac{33,5576 \cdot \pi}{180} = \mathbf{0,58569 \text{ rad}} \quad (53)$$

$$b_o = (d_{\text{aš}} + 2 \cdot c^*) \cdot \text{arc}(\psi) = (48 + 2 \cdot 0,25) \cdot \text{arc}(\psi) = \mathbf{28,406 \text{ mm}} \quad (54)$$

$$P_{do2} = \frac{m_n \cdot b_o \cdot k_{mo2} \cdot r_{o2}}{k_0} = \frac{4 \cdot 28,406 \cdot 6,2 \cdot 0,37}{0,64} = \mathbf{407,3 \text{ kg}} \quad (55)$$

Šnek:

$$k_0 = 0,64 [-]$$

$$k_{Mo1} = 19,5 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

$$r_{o1} = 0,20 [-]$$

$$P_{do1} = \frac{m_n \cdot b_o \cdot k_{mo1} \cdot r_{o1}}{k_0} = \frac{4 \cdot 28,406 \cdot 19,5 \cdot 0,2}{0,64} = \mathbf{692,4 \text{ kg}} \quad (56)$$

## 9.2 Kontrola na otlačení:

Šnekové kolo:

$$\text{součinitel doby běhu na otlačení } k_d = 0,55 [-]$$

$$\text{součinitel materiálu na otlačení } k_{Md2} = 0,34 \text{ kg} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\text{rychlostní součinitel pro otlačení } r_{d2} = 0,08 [-]$$

$$b_d = d_{ak} \cdot \sin \psi = 64 \cdot \sin(33,5576) = \mathbf{35,38 \text{ mm}} \quad (57)$$

$$d_k^{0,8} = 56^{0,8} = \mathbf{25,04 \text{ mm}} \quad (58)$$

$$P_{Dd2} = \frac{d_k^{0,8} \cdot b_d \cdot k_{Md2} \cdot r_{d2}}{k_d} = \frac{25,04 \cdot 35,38 \cdot 0,34 \cdot 0,08}{0,55} = \mathbf{43,8 \text{ kg}} \quad (59)$$

Šnek:

$$k_d = 0,55 [-]$$

$$k_{Md1} = 0,96 \text{ kg} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$r_{d1} = 0,19 [-]$$

$$P_{Dd1} = \frac{d_k^{0,8} \cdot b_d \cdot k_{Md1} \cdot r_{d1}}{k_d} = \frac{25,04 \cdot 35,38 \cdot 0,96 \cdot 0,19}{0,55} = \mathbf{293,8 \text{ kg}} \quad (60)$$

### 9.3 Dovolený výkon:

V předchozím kroku byly vypočítány 4 hodnoty dovolených zatížení (ohyb a otláčení pro šnek a kolo). Nejmenší z těchto hodnot, což je  $P_{Dd1}$ , je následně dosazena do rovnice pro výpočet největšího dovoleného výkonu.

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_k \cdot n_{max}}{60} = \frac{\pi \cdot 0,056 \cdot 200}{60} = \mathbf{0,586 \, m \cdot s^{-1}} \quad (61)$$

$$N_D = \frac{P_D \cdot v_2}{102} = \frac{43,8 \cdot 0,586}{102} = \mathbf{0,252 \, kW} \quad (62)$$

Maximální dovolený výkon přenášený navrhnutým soukolím je 252 W pro 2 hodinový denní běh. Toto vyhovuje parametrům mnou zvoleného motoru.



## 10. Výpočet životnosti ložisek

Dalším krokem při konstrukci převodovky je výpočet životnosti ložisek. Ta jsou zatěžována jak axiálními, tak radiálními silami. Ve skříní převodovky jsou uložena dvě na hřídeli šneku a dvě na hřídeli šnekového kola.

Pro kontrolu ložisek byla určena stejná hodnota životnosti ložisek, jakou udává výrobce vybraného elektromotoru, tedy 10 000 hod.

Ložiska jsou zvolena kuličková, jednořadá 6203 ČSN 02 4630.

Tabulkové hodnoty pro ložisko 6203 dle [12]:

Označení	Dynamická únosnost C	Statická únosnost $C_0$	Mezní únavové zatížení $P_u$	Výpočtový součinitel $k_r$	Výpočtový součinitel $F_0$
	[kN]	[kN]	[kN]	[—]	[—]
6203	9,95	4,75	0,2	0,025	13

Jelikož jsou v převodovce 4 stejná ložiska, výpočet bude proveden pro variantu většího zatížení. To znamená pro ložiska šneku.

Výpočet dynamického ekvivalentního zatížení na šneku:

*koeficient X a Y volen dle [1]:*  $X = 0,56, Y = 1,8$  (63)

$$F = X \cdot F_{r1} + Y \cdot F_{o1} = 0,56 \cdot 30,5 + 1,8 \cdot 69,5 = \mathbf{142,18 \text{ N}}$$

Určení životnosti:

$$L_h = \left(\frac{C}{F}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{9950}{142,18}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2800} = \mathbf{20400670h} \quad (64)$$

Životnost ložiska vyšla značně vyšší, než je požadavek, jsou tedy extrémně předimenzovaná. Ovšem nelze volit menší z konstrukčního hlediska, průměry hřídelů musí mít tento průměr.

## 11. Tlakový spoj

Protože by byla výroba šnekového kola s hřídelí jako jeden kus zbytečně drahá (materiál 42 3123), bude z tohoto materiálu vyrobeno pouze šnekové kolo s nábojem. Hřídel bude vyrobena z konstrukční oceli 11 600.

Nejjednodušší a nejspolehlivější spojení tohoto náboje s hřídelem se dosáhne pomocí tlakového spoje. Ten je způsoben pružnými deformacemi, které vznikají po nalisování hřídele do náboje. V důsledku těchto deformací vzniká ve stykové ploše rovnoměrně rozdělený radiální tlak. Ten vyvolává třecí odpor, který přenáší točivý moment.

### 11.1 Návrh tlakového spoje

Minimální tlak mezi hřídelem a nábojem:

—*k* volím 2, viz[3]

—*f<sub>s</sub>* volím 0,16, viz[nvm]

$$p_{min} = \frac{2 \cdot k \cdot M_2}{\pi \cdot d_1^2 \cdot l \cdot f_s} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 3870}{\pi \cdot 35^2 \cdot 34 \cdot 0,16} = \mathbf{0,739\ Ma} \quad (65)$$

Potřebný minimální přesah:

$$C = \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} = \frac{60^2 + 35^2}{60^2 - 35^2} = \mathbf{2,03 [-]} \quad (66)$$

$$\Delta d_{1min} = p_{min} \cdot d_1 \cdot \left( \frac{1 - \mu_1}{E_1} + \frac{C + \mu_2}{E_2} \right) = 0,739 \cdot 35 \cdot \left( \frac{1 - 0,3}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{2,03 + 0,31}{1,17 \cdot 10^5} \right) = 6,035 \cdot 10^{-4} \quad (67)$$

$$\Delta d_{1min} = \mathbf{0,6035\ \mu m}$$

Při lisování za studena dochází ke stržení části přesahu *w* (při využití tepelné dilatace *w* = 0). Proto musí být zvětšen nejmenší přesah o hodnotu *w*. Ta je závislá na drsnosti povrchu hřídele i náboje.

—volím drsnost hřídele *R<sub>aHR</sub>* = 0,4

—volím drsnost náboje *R<sub>aN</sub>* = 0,8

$$w = 5,5 \cdot (R_{aHR} + R_{aN}) = 5,5 \cdot (0,4 + 0,8) = \mathbf{6,6\ \mu m} \quad (68)$$

Celkový nejmenší přesah:

$$\Delta d_{1celk} + w = 0,6035 + 6,6 = 7,2 \mu m \quad (69)$$

Volba uložení:

–toleranční pole díry volím H6  $\phi 25$ :  $+13 \mu m, 0 \mu m$

Největší možný rozměr díry =  $\phi 25,013 \text{ mm}$

Nejmenší možný rozměr hřídele =  $\phi 25,0202 \text{ mm}$

–toleranční pole hřídele volím s5  $\phi 25$ :  $+44 \mu m, +35 \mu m$

Nejmenší možný rozměr hřídele =  $\phi 25,035 \text{ mm}$

Hřídel bude vždy větší, než je minimální požadovaný přesah, nejmenší průměr hřídele je větší než požadovaná hodnota.

## 11.2 Pevnostní kontrola tlakového spoje

Maximální možný přesah pro uložení  $\phi 25 \text{ H6/s5}$ :

$$\Delta d = 0,044 \mu m$$

Skutečný minimální přesah bude menší o hodnotu  $w = 6,6 \mu m$ :

$$\Delta d_{max} = \Delta d - w = 0,044 - 0,006 = 0,038 \mu m \quad (70)$$

Určení minimálního tlaku pro největší přesah:

$$p_{max} = \frac{\Delta d_{max} \cdot E_2}{d_1 \cdot (C + 1)} = \frac{0,038 \cdot 1,17 \cdot 10^5}{35 \cdot (2,03 + 1)} = 41,92 \text{ Mpa} \quad (71)$$

Pevnostní kontrola náboje:

$$p_{max} \leq \frac{\sigma_{at}}{C + 1} = \frac{160}{2,03 + 1} = 52,8 \text{ Mpa} \quad (72)$$

Pevnost vyhovuje.

## 12. Výpočet spojení pomocí kolíku

Šnekové kolo je spojeno s košem na rámky pomocí nezakaleného válcového kolíku z oceli 11 600. Je navrhnut KOLÍK 3x20 A ISO 2338. Musíme zkontrolovat, zda vydrží smykové namáhání. Dále je třeba zkontrolovat tlak v oblině díry jak u hřídele, tak u náboje.

Hodnoty všech dovolených napětí (viz. [3]) jsou sníženy o 30 %, protože se jedná o proměnlivé zatížení.

Kontrola smykového namáhání kolíku:

$$\tau_s = \frac{M_2}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot D} \leq \tau_d = \frac{3870}{\frac{\pi \cdot 3^2}{4} \cdot 12} = \mathbf{45,62 \text{ Mpa}} \quad (73)$$
$$\tau_s \leq \tau_d = 45,62 \leq 73,5$$

Kontrola tlaku v oblině díry hřídele:

Pro materiál 11 600

$$p_1 = p_d \cdot 0,7 = 110 \cdot 0,7 = 77 \text{ Mpa} \quad (74)$$

$$p_h = \frac{6 \cdot M_2}{d \cdot D^2} \leq p_1 = \frac{6 \cdot 3870}{3 \cdot 12^2} = \mathbf{53,75 \text{ Mpa}} \quad (75)$$

$$p_h \leq p_1 = 53,75 \leq 77$$

Kontrola tlaku v oblině díry náboje:

Pro materiál 11 600

$$p_1 = p_d \cdot 0,7 = 110 \cdot 0,7 = 77 \text{ Mpa}$$

$$p_n = \frac{4 \cdot M_2}{d \cdot (D_1^2 - D^2)} \leq p_1 = \frac{4 \cdot 3870}{3 \cdot (16^2 - 12^2)} = \mathbf{46,07 \text{ Mpa}} \quad (76)$$

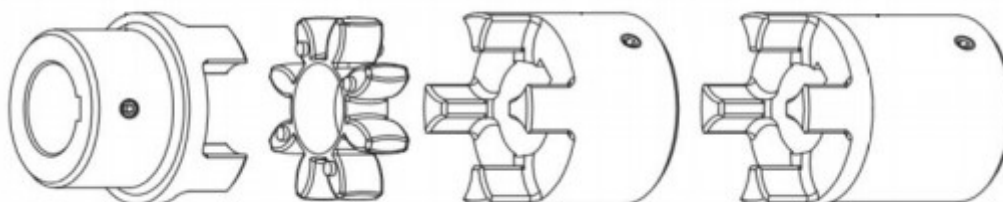
$$p_n \leq p_1 = 46,07 \leq 77$$

Zvolené spojení kolíkem vyhovuje pevnostním výpočtům.

## 13. Pružná spojka

Pro přenos točivého momentu z elektromotoru na převodovku bude použita hřídelová pružná spojka.

Tento typ spojky je složen ze dvou pevných částí a pružného členu (obr.21). Tento člen je vložen mezi pevné části a může být vyroben například z plastu, kůže nebo pryže. Každý druh materiálu znamená jinou tuhost spojky.



Obrázek 21- Schéma pružné spojky

Je zvoleno toto spojení, protože umožňuje jednoduchý a spolehlivý přenos točivého momentu. Velkou výhodou je také tlumení rázů z motoru, to znamená vyšší životnost převodovky. Dokáže také vyrovnat osové a úhlové vychylky, které mohou vznikat při nesouososti hřídelů.

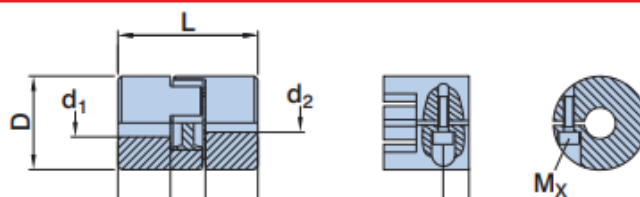
Existuje více konstrukčních variant pružné spojky. Liší se v uchycení hřídelů. Nejčastěji je použito provedení s drážkou pro pero v pevné části, nebo provedení pomocí svěrného spoje.

Tato provedení se dají kombinovat tak, že například na hnací hřídeli bude spoj perem a na hnané hřídeli bude svěrný spoj.

V našem případě je zvoleno provedení svěrného spoje na obou pevných členech. To zaručí případnou snadnější demontáž z důvodu jednoduššího spoje.

Je zvolena pružná spojka **Isel shaft coupling 30/40** (obr.22), provedení  $d_1 = 11\text{ mm}$ ,  $d_2 = 12\text{ mm}$ .

Coupling	Part-no.	Dimensions [mm]						Clamping screw		
		d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	D	L	l <sub>1</sub> / l <sub>2</sub>	d <sub>1</sub> / d <sub>2</sub>	M <sub>x</sub>	T	Screw torque [Nm]
20/30	218001 5060	5.0	6.0	20	30	10	4 - 7	M3	5	0.76
	218001 9999	from 4 to 7 mm								
30/40	218002 6380	6.35	8.0	30	40	14	6 - 13	M4	5	1.34
	218002 8080	8.0	8.0							
	218002 9999	from 6 to 13 mm								

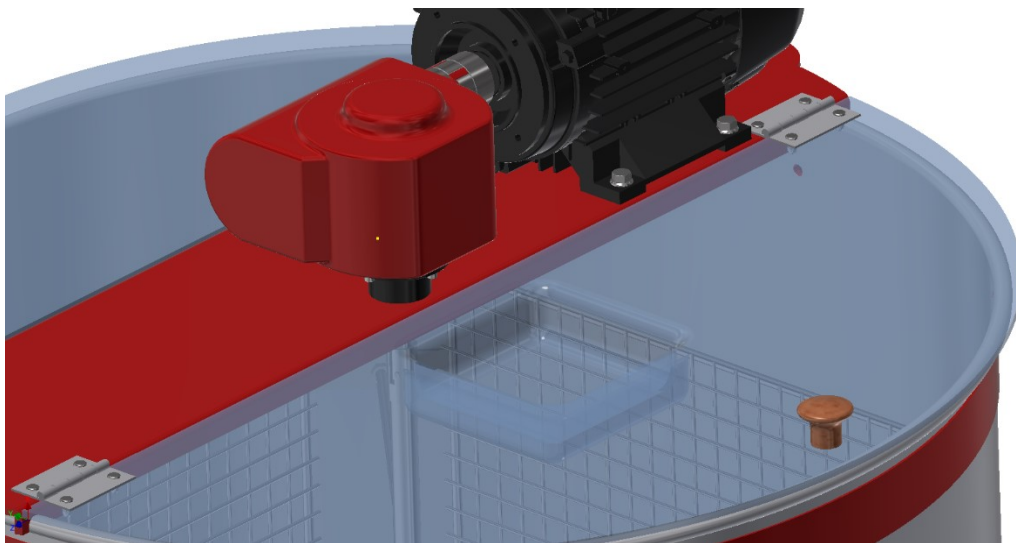


Obrázek 22- Katalogové hodnoty spojky

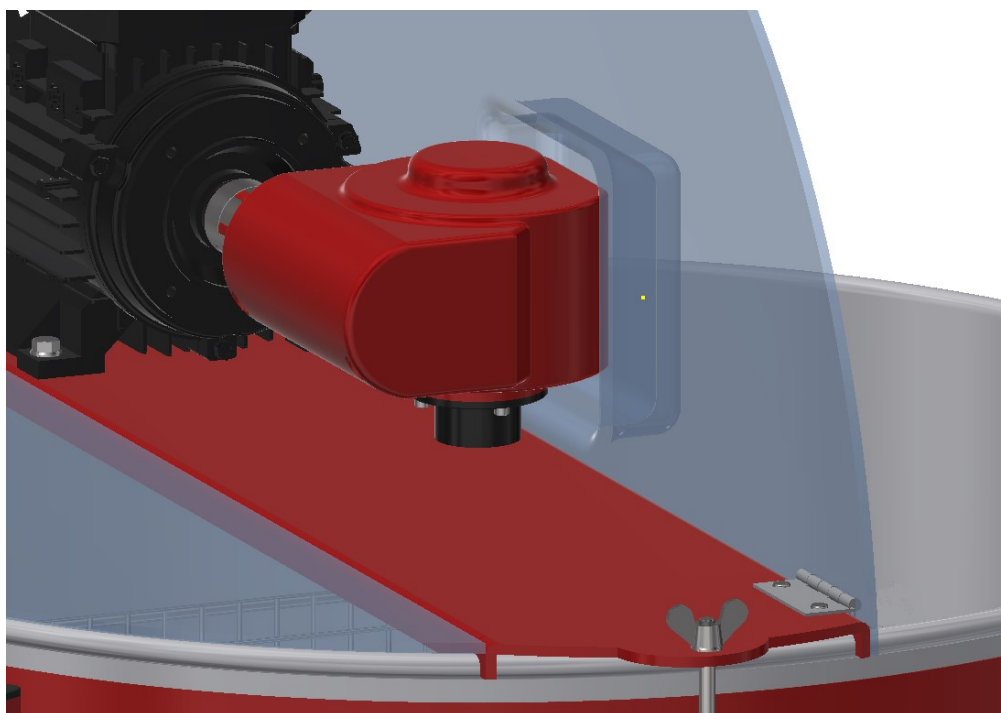
## 14. Umístění pohonu na medomet

Celý pohon je umístěn na nosník na horní části medometu. Tato varianta je zvolena, protože je takto docílena snadná obsluha celého stroje. Zároveň je toto řešení při použití šnekového převodu nejjednodušší. Vzhledem ke kompaktnosti elektromotoru i převodovky takto pohon nepřekáží při manipulaci s rámkem a při používání celého medometu.

Ovšem abychom mohli otevřít ochranné víko do více než 90°, je třeba na víku vytvořit prolis, do kterého se převodová skříň schová, viz. Obr.23 a Obr.24.



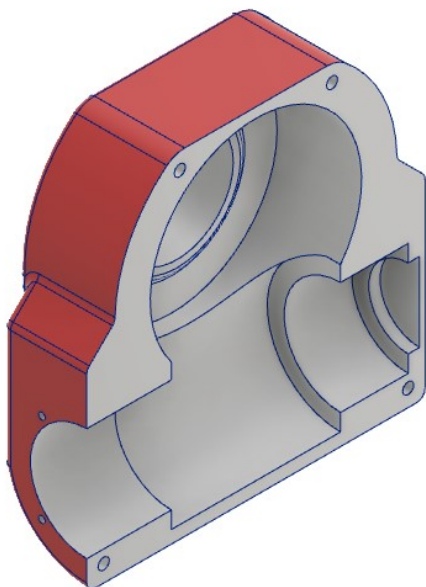
Obrázek 23- prolis na víku



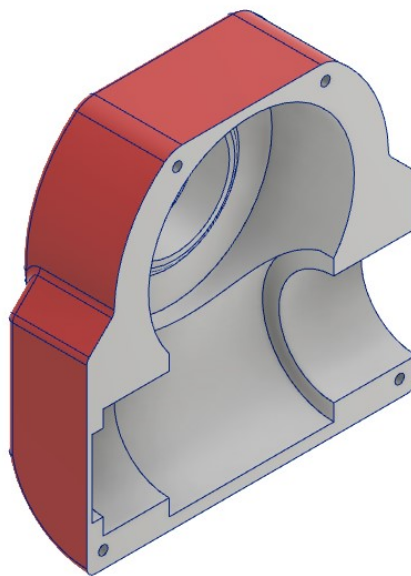
Obrázek 24- otevřené víko

## 14.1 Konstrukce a uchycení převodové skříňě

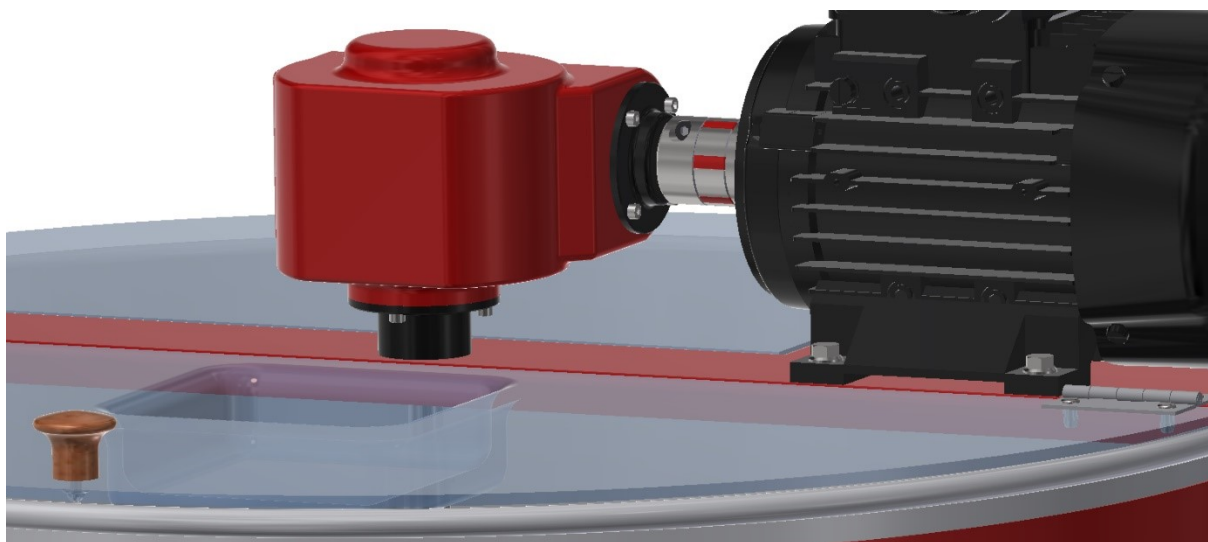
Převodová skříň je složena ze spodní a horní části skříňe a dvou přírub (viz. obr:25 a 26). Skříňe jsou k sobě spojeny pomocí šroubových spojů. Na spojené skřini jsou připevněny příruby, ve kterých jsou uložena břitová těsnění. Ta zamezují úniku maziva. Převodovka je přichycena k nosníku spodní přírubou opět pomocí šroubových spojů (obr.27).



Obrázek 25- spodní část skříňe



Obrázek 26- horní část skříňe



Obrázek 27- uložení převodovky na nosníku

## 14.2 Volba maziva

Vzhledem k vyšším hodnotám skluzu šnekové převodovky je nutno převod mazat. To je možno provést například rozstřikováním oleje. Převodovka se naplní olejem a při otáčení šnekového kola je mazivo rozstřikováno po celém mechanismu. Vzhledem ke konstrukci, kdy je na spodní části převodovky umístěna příruba s břitovým těsněním (viz. obr. 28) by nebylo vhodné vytvářet uvnitř převodovky olejovou lázeň. Při opotřebení břitového těsnění by mohl začít olej prosakovat mezi hřídelí a těsněním a stékat dovnitř do medometu.



*Obrázek 28- Spodní příruba převodovky*

Mazání bude tedy prováděno tuhým mazivem, které bude natlačeno na šnek a šnekové kolo. Toto mazivo musí být určeno pro potravinářský průmysl.

Vhodné je mazivo H1 UltraLube viz. [13].



## 15. Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navržení pohonu medometu.

Nejprve byl určen předběžný potřebný výkon elektromotoru, poté byl po zjištění všech potřebných elementů (jako například skutečná účinnost převodovky) vypočten skutečný potřebný výkon, na základě kterého byl zvolen vhodný motor. Je to elektromotor **1AL63S-2, 0,18 kW**, který je dodán firmou VYBO Electric a.s.

Dále byla vyrobena šneková převodovka, která byla navrhnutá a pevnostně zkontrolována. Šnek je vyroben z konstrukční oceli (11 600) a šnekové kolo z cínového bronzu (42 3123). Šnekové kolo je nalisováno na hřídel z konstrukční oceli (11 500). Přenos točivého momentu z motoru na hřídel šneku zařizuje pružná hřídelová spojka **Isel shaft coupling 30/40**. U ložisek v převodovce je vypočtena životnost.

Přenos točivého momentu z převodovky na koš je zajištěn pomocí spoje kolíkem. Ten je navrhnut a zkontrolován na ohyb a smykové namáhání. Koš medometu je ve spodní části bubnu uložen v bronzovém kluzném ložisku, to zajišťuje menší odpory proti otáčení.

Rozsah otáček je regulován frekvenčním měničem. Je zvolen tak, aby nedošlo k příliš velkému poklesu točivého momentu a případnému problému s uvedením koše do pohybu.

Uložení elektromotoru a převodovky je řešeno v horní části medometu, na nosník mezi víky. Pro mazání převodovky a kluzného ložiska hřídele koše je zvoleno potravinářské mazivo H1 UltraLube. Toto mazivo je vyrobeno z netoxických aditiv potravinářské jakosti a je bez chuti a zápachu.

## 16. Literatura

- [1] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. 2011. Strojnické tabulky (páté vydání). Úvaly: Albra. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [2] KALÁB, Květoslav. 2007. Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TU Ostrava. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [3] BOLEK, Alfred, Josef KOCHMAN a kol. 1989. ČÁSTI STROJŮ: 1. svazek. Praha: Nakladatelství technické literatury. ISBN 80-03-00046-7.
- [4] BOLEK, Alfred, Josef KOCHMAN a kol. 1990. ČÁSTI STROJŮ: 2. svazek. Praha: Nakladatelství technické literatury. ISBN 80-03-00429-8.
- [5] ČSN 01 4780. Směrnice pro výpočet šnekových soukolí. 1956. Praha: ČNI.
- [6] Siemens, s.r.o. Katalog K02-0811 CZ
- [7] Součinitel smykového tření - fyzikální tabulky součinitelů smykového tření. conVERTER - převody jednotek [online]. Copyright © 2002 [cit. 13.05.2021]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm>
- [8] Elektromotor 0,18kW 1AL63S-2 - VYBO Electric a.s.. Frekvenční měnič - Frekvenční měniče | VYBO Electric [online]. Copyright © 2019 [cit. 13.05.2021]. Dostupné z: <https://vyboelectric.cz/obchod/elektromotor-018kw-1al63s-2/>
- [9] Isel shaft coupling [online]. Copyright © [cit. 13.05.2021]. Dostupné z: [https://cdn.tracepartsonline.net/PartsDefs/Production/ISEL/32-22092015-095349/Documents/Datenblatt\\_Wellenkupplungen.pdf](https://cdn.tracepartsonline.net/PartsDefs/Production/ISEL/32-22092015-095349/Documents/Datenblatt_Wellenkupplungen.pdf)
- [10] Účinnost elektrických motorů - ElektroPrůmysl.cz. informace ze světa průmyslu a elektrotechniky - ElektroPrůmysl.cz [online]. Copyright © 2011 [cit. 13.05.2021]. Dostupné z: <https://www.elektroprumysl.cz/energetika/ucinnost-elektrickych-motoru>
- [11] ČVUT DSpace [online]. Copyright © [cit. 13.05.2021]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/87595/F3-BP-2019-Kochan-Ondrej-Rizeni%20asynchronniho%20motoru%20frekvencnim%20menicem%20SIEMENS%20Micromaster%20440.pdf?sequence=-1&isAllowed=y>
- [12] SKF. SKF [online]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6203-2RSL?system=metric>
- [13] Mazivo pro potravinářský průmysl H1 UltraLube®. Maziva a lubrikanty UltraLube® [online]. Copyright © ČERMÁK trading, s.r.o. 2021. Všechna práva vyhrazena. [cit. 13.05.2021]. Dostupné z: <https://www.maziva-ultralube.cz/mazivo-pro-potravinarsky-prumysl-h1-ultralube>

[14] ČVUT DSpace [online]. Copyright © [cit. 13.05.2021]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/87595/F3-BP-2019-Kochan-Ondrej-Rizeni%20asynchronniho%20motoru%20frekvencnim%20menicem%20SIEMENS%20Micromaster%200440.pdf?sequence=-1&isAllowed=y>

[15] DSpace Home [online]. Copyright © [cit. 13.05.2021]. Dostupné z: [http://digilib.k.utb.cz/bitstream/handle/10563/42347/sedlá%20\\_2018\\_dp.pdf?sequence=1](http://digilib.k.utb.cz/bitstream/handle/10563/42347/sedlá%20_2018_dp.pdf?sequence=1)

## **17. Seznam příloh**

Příloha A – výkresová dokumentace:

BP-MAR0706-01

BP-MAR0706-01-01

BP-MAR0706-01K

BP-MAR0706-02

BP-MAR0706-02-01

BP-MAR0706-03

BP-MAR0706-03-01

Příloha B – Obrázky

Příloha C – Datový list pružné spojky ISEL